

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Vrtací a svorníkovací souprava**  
**BORING AND BOLTING RIG**

Vedoucí bakalářské práce:  
Student :

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.  
Miroslav Fof

Ostrava 2011

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě 12.5.2011

M. Fof  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Miroslav Fof

Adresa trvalého pobytu autora práce: Havířov – Šumbark  
Kochovci 817/5  
736 01

**Mistopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....12.5.2011

M. Fof  
.....  
podpis studenta

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

FOF, M. Vrtací a svorníkovací souprava. Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, s.30

Bakalářská práce, vedoucí Fries, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem vrtací a svorníkovací soupravy, zejména návrhem upnutí řetězu a pohonu vrtací soupravy pro vrtání vývrtů o průměru 28 až 42 mm rotačním způsobem. Úvodem je zpracován význam svorníkování a rozdělení vrtacích strojů. V další části je zpracován návrh řetězového převodu. Podrobněji je rozebrán pevnostní výpočet a výpočet navržených součástí.

Pevnostní kontrola začíná výpočtem zvoleného řetězu na tlak při statickém a dynamickém zatížení. Následuje pevnostní kontrola zvoleného rámu na vzpěr a pevnostní kontrola navržené hřídele na krut a ohyb, včetně návrhu a kontroly pera na stříh a otláčení.

## ANOTATION OF BACHELOR THESIS

FOF, M. Boring and Bolting Rig. Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical university of Ostrava, 2011, p.30

Bachelor thesis, Supervisor Fries, J.

This thesis describes the design of drilling rigs and bolting assembly design, particularly mounting of the chain drive drilling rigs to drill holes with a diameter of 28-42 mm rotary manner. Firstly an importance of drilling and bolting machines overview is given. The next part is a proposal of chain transfer. Strength calculation and calculation of the proposed components is analysed in more details.

Stress analysis control begins with the calculation of the selected chain to the pressure under static and dynamic loads. The following is a selected frame strength check of buckling and strength check of designed shaft torsion and bending, including design and control of the spring in the editing and deformation.

## Obsah bakalářské práce

Seznam použitých značek a symbolů.....	6
1. ÚVOD.....	7
2. VÝZNAM SVORNÍKOVÁNÍ A ROZDĚLENÍ VRTNÝCH STROJŮ.....	8
2.1. Svorníkování.....	8
2.3. Rozdělení vrtacích strojů.....	10
3. NÁVRH ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU.....	12
3.1. Volba hnacího řetězového kola.....	14
3.2. Volba hnaného řetězového kola.....	15
3.3. Volba řetězu.....	17
3.4. Pevnostní kontrola řetězu.....	18
4. PEVNOSTNÍ VÝPOČET ZVOLENÉHO RÁMU.....	20
4.1. Výpočet vzpěrnosti z Eulerova vztahu.....	20
4.2. Pevnostní kontrola od přítláčné síly.....	21
4.3. Pevnostní kontrola od síly rozeprání hydrauliky.....	21
4.4. Výpočet dovolené bezpečnosti.....	22
5. PEVNOSTNÍ KONTROLA HRÍDELE A NÁVRH PERA.....	23
5.1. Kontrola hřídele na krut.....	24
5.2. Kontrola hřídele na ohyb.....	25
5.3. Návrh pera.....	26
6. ZÁVĚR.....	27
7. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ.....	28
8. SEZNAM PŘÍLOH.....	28
9. SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	29

## Seznam použitých značek a symbolů

$a, a', b, l, l_o, p, t_1$	Délkový rozměr [mm]
$d, d_p, d_h, d_v, D_{t1}, D_{t2}$	Průměr [mm]
$A$	Plocha [mm <sup>2</sup> ]
$F_t, F_H, F_{kr}, F_{pt}, F_c, F_o$	Síla [N]
$i$	Převodový poměr
$\chi, \mu, \varphi, \zeta, \lambda, Y$	Činitele
$E$	Modul pružnosti [MPa]
$M_k, M_o, M_{Kh}$	Moment [Nmm]
$n_1, n_2$	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]
$P, P_D$	Výkon [kW]
$p, p_d, p_{max}, p_{d'}$	Tlak [MPa]
$\omega$	Úhlová rychlost [s <sup>-1</sup> ]
$I_{min}$	Kvadratický moment průřezu [mm <sup>4</sup> ]
$v$	Rychlost [m.min <sup>-1</sup> ]
$z_1, z_2$	Počet zubů
$k, k_s, k_d$	Bezpečnost
$W_o, W_k$	Průřezový modul [mm <sup>3</sup> ]
$\sigma_H, \sigma_{kr}, \sigma_O, \tau_k, \tau_S, \tau_{Ds}, \tau_{Dk}, \tau_{red}$	Napětí [MPa]

## 1. ÚVOD

Zvyšování stability a únosnosti důlních děl je zajištěno nejen zvyšováním hmotnostního stupně a hustoty budování poddajné obloukové výztuže, ale také pomocí kombinované výztuže. Realizace kotvení výztuže představovala zavedení nových moderních vrtacích a svorníkovacích zařízení. Postupně v osmdesátých a devadesátých létech minulého století byly provozně ověřeny hydraulické i pneumatické vrtací a svorníkovací zařízení různých parametrů a výrobců. Tyto vrtací a svorníkovací zařízení se používala především k vrtání vývrtů pro instalaci tyčových kotev. Obvyklé průměry vývrtů byly od 27 do 32 mm a délkách od 2 do 2,5 m. Pouze výjimečně byly vrtány vývrty větších délek pomocí SDA kotev injektovaných pryskyřicí pro účely zpevnění horního prostředí za účelem zvýšení pevnosti, soudržnosti a deformačních schopností.

Obsahem této bakalářské práce je návrh vrtací a svorníkovací soupravy, zejména upnutí řetězu a pohonu vrtací soupravy pro vrtání vývrtů o průměru 28 až 42 mm rotačním způsobem s požadovanými parametry (dle zadání).

## 2. VÝZNAM SVORNÍKOVÁNÍ A ROZDĚLENÍ VRTNÝCH STROJŮ

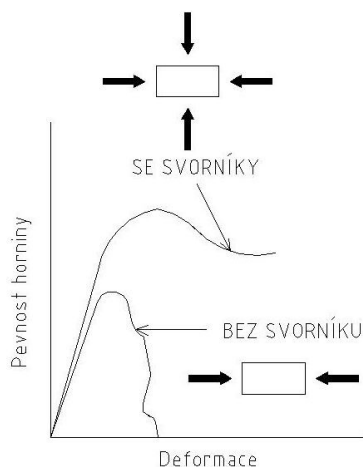
Charakteristickým znakem vrtné činnosti je neustálé prohlubování specializace na ten či onen druh prací. Tento proces není jistě ke škodě věci, protože se však týká nejen pracovníků vrtání, ale i celé vrtné činnosti včetně vrtných souprav, je nutno jej plánovitě koordinovat.

### 2.1 Svorníkování

Svorník je tyčový nebo lanový vyztužený prvek upevněný ve výztužný prvek upevněný ve vývrtu v horninovém masívu. Součástí svorníku může být podložka zpravidla přichycená maticí, která zajišťuje styk svorníku s lící vývrtu a může sloužit k vytvoření jeho předpětí.

Využití svorníku :

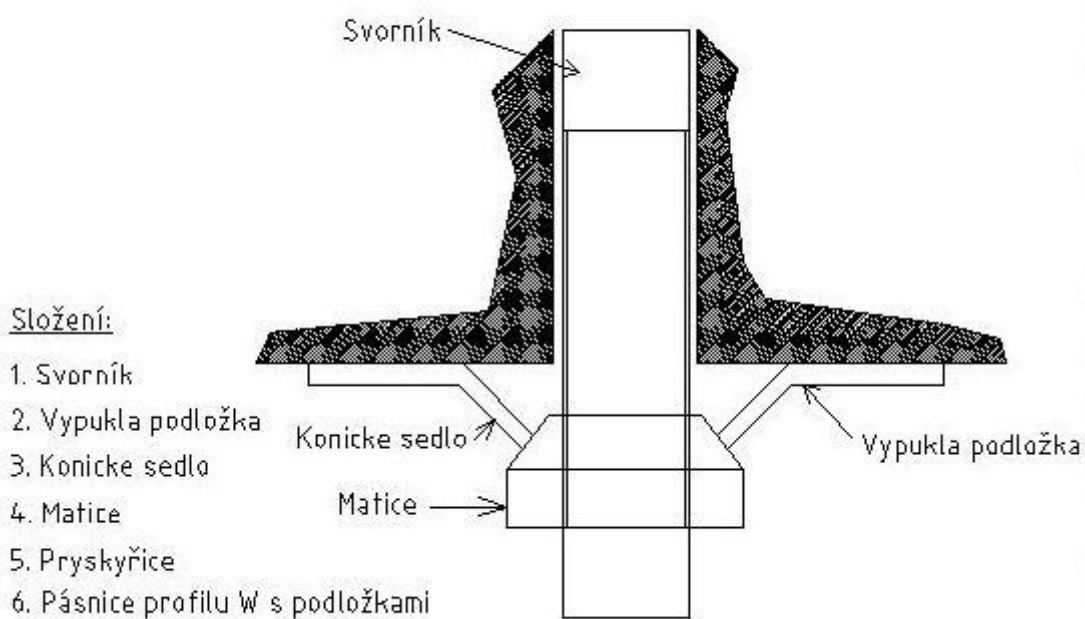
- vyztužování těžních a zpevňování výdušných chodeb
- stabilizace přechodu porub-chodba
- vyztužování prorážek
- zpevňování křížů a odboček chodeb
- zesilování výztuže
- sanace podzemních betonových konstrukcí
- vyztužování obžinek ukončených porubů pro výkliz sekcí
- zavěšování různých prvků výstroje a zařízení



Obr. 2.1 - Svorníky zvyšují pevnost horniny



Svorníky se obecně usazují přes ocelovou tvarovou podložku do vývrtů o průměru a délce odpovídajícím typu průměru použitých svorníků. Mezikruží mezi stěnou vývrtu a svorníkem, které je po celé délce svorníku nebo jeho části zalepeno polyesterovou pryskyřicí, musí být v rozmezí 4 až 9 mm. Svorníky mají na jednom konci závit a na druhém konci jsou šikmo seříznuty. Dodávají se s běžnou nebo „momentovou maticí“ a sférickou podložkou umožňují odklon svorníku od kolmice cca 18°. Momentová matice, která se při zavádění a míchání dvousložkové pryskyřice vůči svorníku neotáčí, je vybavena zajišťovacím kolíkem, který po zatvrdnutí pryskyřice nastaveným kroutícím momentem povolí a umožňuje dosažení jeho potřebného předpětí. Dvousložkové lepicí ampule jsou určeny k lepení svorníku a do vrtu se zavádějí pomocí zaváděcí trubky v pořadí rychletuhnoucí ampule a pak pomalutuhnoucí, až na dno vývrtu. Po zavedení všech ampulí se do vrtu zasune svorník a pomocí adaptéru na svorníkovací zařízení se lepidlo rozmíchá a svorník se přidrží pod stropem do doby zatuhnutí (cca 15 s). Utržením střížné matice se dotáhne potřebné předpětí svorníku.



Obr. 2.2 - Namontovaný ocelový svorník s příslušenstvím

## 2.2. Rozdělení vrtacích strojů

Charakteristickým znakem vrtné činnosti je neustálé prohlubování specializace na ten či onen druh prací. Tento proces není jistě ke škodě věci, protože se však týká nejen pracovníků vrtání, ale i celé vrtné činnosti včetně vrtných souprav, je nutno jej plánovitě koordinovat.

Vrtacím strojem rozumíme zařízení vyvolující potřebný krouticí moment, potřebnou energii úderu, nebo obojí.

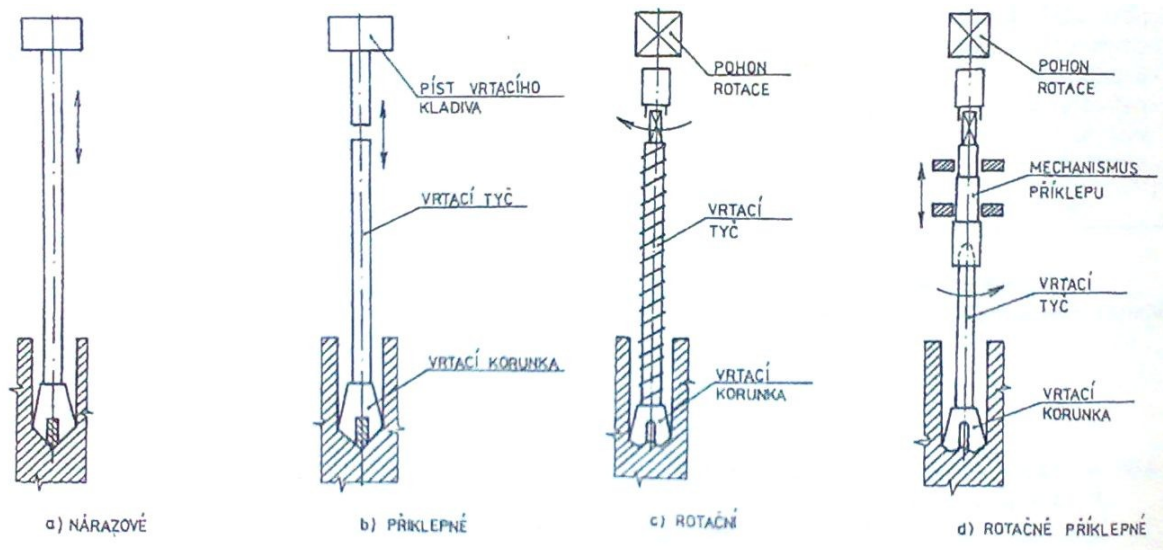
Rozdělení vrtacích strojů provádíme z různých hledisek:

### a) Podle způsobu rozpojování :

Vrtání příklepné – sbíječky a bourací kladiva

Vrtání rotační – vrtačky

Vrtání rotačně-příklepné – vrtací kladiva



Obr. 2.3 - Základní principy rozpojování hornin při vrtání

**b) Podle druhu pohonu :**Vzduchové

Vzduch je nejpoužívanější energie pro pohon vrtacích strojů. Má řadu výhod – v důlním provozu je běžně k dispozici, vyhovuje podmínkám bezpečné práce, umožňuje při konstrukčním uspořádání současně mazání, používá se k vynášení vrtné drtě z vrtu, je použitelný pro všechny způsoby vrtání. K jeho nevýhodám patří značná hlučnost, kolísání tlaku vzduchu v rozvodné síti, nemožnost zvyšování výkonu, protože není možné zvyšovat tlak vzduchu a zvyšování výkonu při konstantním tlaku vyžaduje zvětšování rozměrů a tím i hmotnosti.

Hydraulické

Umožňují podstatné zvýšení výkonu, tj. rychlost vrtání, zlepšují hygienu práce, snížení hlučnosti, zvyšují stupeň účinnosti, přes zvýšený výkon se nezmenšuje životnost vrtacích tyčí, zvětšují se regulační možnosti. Jeho nevýhodami jsou složitost konstrukce, vysoké pořizovací náklady, komplikovaná nákladná údržba

Elektrické

Použití převážně pro rotační vrtání. Pro příklepné vrtání vykazují značnou složitost. Musí být respektován požadavek nevýbušného provedení.

Kombinované

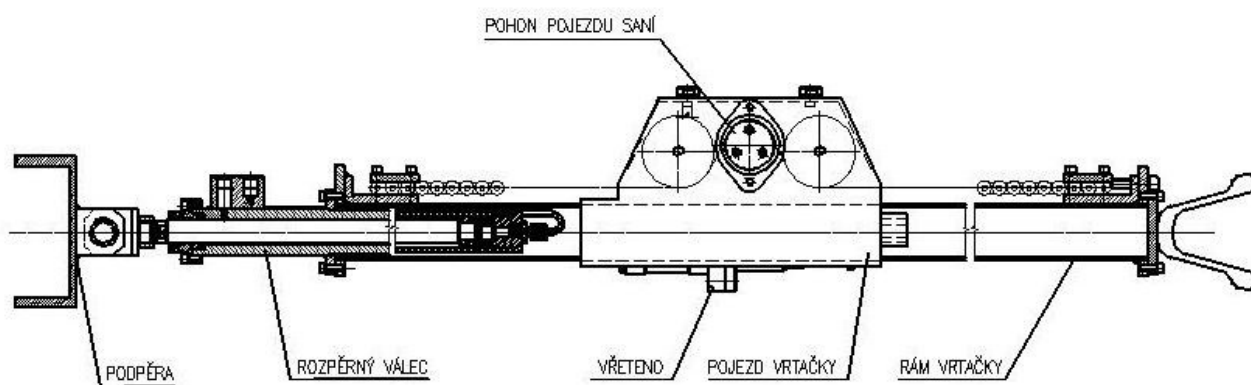
Praktického využití doznala pouze kombinace vzduch-hydraulika, kdy se při vyvozování úderů používá vzduch a pro rotaci hydrauliky.

**c) Podle hmotnosti :**

Lehká	- od 16 kg
Středně těžká	- od 16 do 26 kg
Těžká	- od 26 do 30 kg
Saňová	- nad 30 kg

### 3. NÁVRH ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Lze bez nadsázky říct, že současnost a nejbližší budoucnost samostatné kotvové výztuže důlních děl, ve vhodných podmínkách sedimentárních hornin uhlonosného karbonu, jsou ocelové tyčové kotvy lepené po celé délce, které jsou produkovány v široké škále délek, průměrů a únosností. Základem úspěšnosti této technologie vyztužování je to, že při výrobě kotev a lepících tmelů jsou používány materiály s potřebnými pevnostními charakteristikami, schopnými přenášet vysoká zatížení jak ve směru axiálním, tak kolmo na něj a vytvářet dostatečně tuhou vazbu kotva – tmel – hornina. Nezbytným předpokladem pro realizaci je spolehlivá a výkonná vrtací technika umožňující rychlé a přesné navrtání vrtů a následnou instalaci kotev při důsledném dodržení všech předepsaných zásad pro vlastní instalaci.

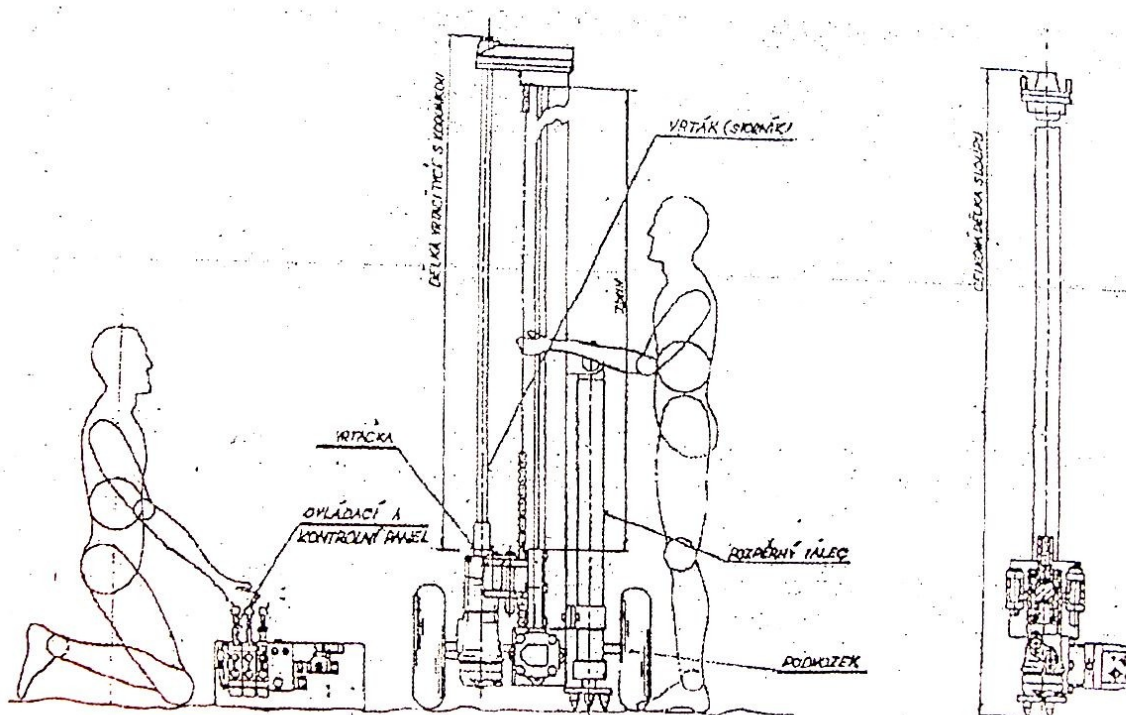


Obr. 3.1 – Vrtačka svorníková

Vrtací a svorníková souprava je vzduchem poháněcí zařízení a skládá se ze šesti hlavních částí : podpěra, rám vrtačky, rozpěrný válec, vřeteno, pojezd vrtačky a pohon pojezdu saní.

Tlaková kapalina je přiváděna do ovládacího a kontrolního panelu a rozdělována do rotačního hydromotoru MR-125 CB/4, určeného pro vlastní vrtání, dále do rotačního hydromotoru MM-50-S-F-C, určeného k posuvu vrtací jednotky do vrtu a do přímočarého hydromotoru, zajišťujícího stabilitu a rozepření vrtací soupravy.

Postupně v osmdesátých a devadesátých letech minulého století byly provozně ověřeny hydraulické i pneumatické vrtací a svorníkovací zařízení různých parametrů a výrobců. Tyto vrtací a svorníkovací zařízení se používala především k vrtání vývrtů pro instalaci tyčových kotev. Obvyklé průměry vývrtů byly od 27 do 32 mm a délkách od 2 do 2,5 m.



Obr. 3.2 – Starší svorníková souprava


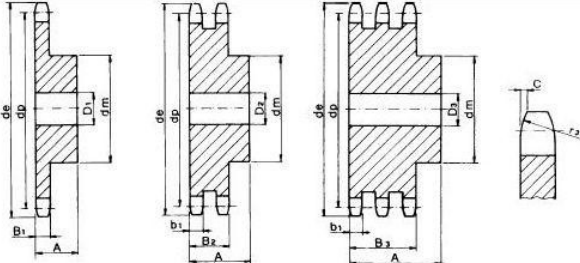
Rozdíl mezi dnešními a staršími vrtací a svorníkovací stroji jsou především co se týče materiálu a výkonnosti mnohem kvalitnější. Dnešní vrtací troje jsou mnohem lehčí a nezabírají tolik místa oproti starším, které byly i mnohem mohutnější. Dnešní vrtací stroje zlepšují mnohem lépe vrtací prostor a mají kvalitnější převody. Mají také větší výkonnost, protože mají lepší úsporu vzduchu, který uniká ze stroje. Starší vrtací stroje museli vzduch dohánět kompresorem pro větší výkony.

Základní technické údaje:

Otáčky vrtací tyče při 75 l/min	475-750ot/min
Krouticí moment při 14 MPa	180-280Nm
Přítlak do vrtu	750kg => $F_t = 7500\text{N}$
Rychlost posuvu	$v = 0 - 20 = 10 \text{ m/min} = 0,166 \text{ m/s}$
Provozní tlak	až 20MPa
Pracovní medium	olejová emulze

**3.1 Volba hnacího řetězového kola**

Tabulka 1 – Zvolené hnací řetězové kolo

Řetězová kola s nábojem 5/8" x 3/8" (10B-1 -2 -3) pro válečkové řetězy    DIN 8187/ ISO R606										Materiál				
										Ocel C 43 / Fe 410*				
														
1-řadé	2-řadé	3-řadé	Počet zubů z	de	dp	1-řadé - simplex			2-řadé - duplex			3-řadé - triplex		
Obj. číslo	Obj. číslo	Obj. číslo				A	dm	D1	A	dm	D2	A	dm	D3
T 10849	T 12948	T 13813	8	48.4	41.08	25	25	10	40	25	12	55	25	12
T 10850	T 12949	T 13814	9	53.3	46.42	25	30	10	40	30	12	55	30	12
T 08240	T 12232	T 13815	10	58.3	51.37	25	35	10	40	35	12	55	35	16
T 08241	T 08258	T 13816	11	63.2	56.34	30	37	12	40	39	16	55	39	16
T 08242	T 12233	T 13817	12	68.2	61.34	30	42	12	40	44	16	55	44	16
T 08243	T 12234	T 13818	13	73.2	66.32	30	47	12	40	49	16	55	49	16
T 08244	T 08260	T 13819	14	78.2	71.34	30	52	12	40	54	16	55	54	16
T 08245	T 12235	T 13820	15	83.2	76.36	30	57	12	40	59	16	55	59	16
T 08246	T 12950	T 13821	16	88.3	81.37	30	60	12	45	64	16	60	64	16

Počet zubů hnacího kola  $z_1 = 10$ Průměr roztečné kružnice  $d_p = 51,37 \text{ mm} = 0,05137 \text{ m}$

Otáčky hnacího kola:

Průměr roztečné kružnice  $d_p = 51,37 \text{ mm} = 0,05137 \text{ m}$

Rychlost posuvu  $v = 0 - 20 = 10 \text{ m/min}$

$$v = \pi \cdot d_p \cdot n_1 \Rightarrow n_1 = \frac{v}{\pi \cdot d_p} = \frac{10}{3,14 \cdot 0,05137} = \underline{\underline{61,99 \text{ min}^{-1}}} \quad (1)$$

Krouticí moment:


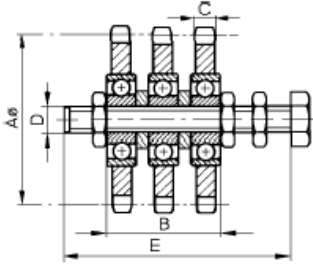

Průměr roztečné kružnice  $d_p = 51,37 \text{ mm} = 0,05137 \text{ m}$

Přítlačná síla do vrtu  $F_t = 7500 \text{ N}$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_K}{d_p} \Rightarrow M_K = \frac{F_t \cdot d_p}{2} = \frac{7500 \cdot 0,05137}{2} = \underline{\underline{197,63 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (2)$$

**3.2. Volba hnaného řetězového kola**

Tabulka 2 – Zvolené hnané řetězové kolo

<b>Řetězové kolo typ KS</b>		Materiál
pro napínák řetězů		Ocel
 		

Obj. číslo	Typ	Počet zubů z	A Ø	B	C	D	E	Řetěz DIN 8187	kg
<b>Třířadé</b>									
T 31693	KS 3/8 x 7/32" - 10 T	15	45.81	29.4	5.7	M 10	60	ISO - 06 B-3	0.25
T 31694	KS 1/2 x 5/16" - 12 T	15	61.08	40.0	7.2	M 12	80	ISO - 08 B-3	0.50
<b>T 31695</b>	<b>KS 5/8 x 3/8" - 12 T</b>	<b>15</b>	<b>76.36</b>	<b>45.2</b>	<b>9.1</b>	<b>M 12</b>	<b>80</b>	<b>ISO - 10 B-3</b>	<b>0.95</b>
T 31696	KS 5/8 x 3/8" - 20 T	15	76.36	48.2	9.1	M 20	120	ISO - 10 B-3	1.25
T 31697	KS 3/4 x 7/16" - 20 T	15	91.63	54.0	11.5	M 20	120	ISO - 12 B-3	1.50
T 31698	KS 1" x 17.02 - 20 T	13	106.14	78.8	16.2	M 20	140	ISO - 16 B-3	2.90
T 31699	KS 1 1/4 x 3/4" - 20 T	13	132.67	88.0	18.5	M 20	140	ISO - 20 B-3	5.20
T 31700	KS 1 1/2 x 1" - 20 T	11	135.23	111.8	24.1	M 20	160	ISO - 24 B-3	6.20

Počet zubů hnaného kola  $z_2 = 15$

Otáčky hnaného kola:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{61,99}{1,5} = \underline{\underline{41,32 \text{ min}^{-1}}} \quad (3)$$

Přenášený výkon:

Krouticí moment na hřídeli  $M_K = 197,63 \text{ Nmm}$

$$P = M_K \cdot \omega = M_K \cdot 2\pi \cdot n_1 = 197,63 \cdot 2\pi \cdot 1,03 = 1278,35 \text{ W} = \underline{\underline{1,27 \text{ kW}}} \quad (4)$$

Diagramový výkon  $P_D$ :

Činitel výkonu  $\chi = 0,28$  viz. tab.1

Činitel mazání  $\mu = 1$  viz. tab.4

Činitel provedení řetězu  $\varphi = 1$  viz. tab.5

Přenášený výkon  $P = 1\,278,3 \text{ W}$

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{1278,35}{0,28 \cdot 1 \cdot 1} = 4565,53 \text{ W} = \underline{\underline{4,56 \text{ kW}}} \quad (5)$$



### 3.3. Volba řetězu

Volím řetěz 10B-3 ČSN 02 3311,  $F_{Pt} = 68\,100\text{ N}$ ,  $m = 2,8\text{ kg/m}$  a plocha kloubu  $S = 202\text{ mm}^2$

Tabulka 3 – Zvolený řetěz


# Válečkové řetězy

Evropská konstrukce

DIN 8187/ISO R606-1984

Materiál

Zušlechtěná ocel

Obj. číslo	ISO značení	Obchodní značení Rozteč x vnitřní šířka	Rozteč p	Vnitřní šířka b1	Ø válečku d1	Ø čepu d2	g max.	a2 max.	Min. pevnost dle výrobce F <sub>R</sub> [kN]	 kg/m
<b>Třířadé</b>										
I 00056	06 B-3*	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	34.0	25.4	1.20
I 00135	08 B-3	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12.0	44.9	45.4	2.00
I 00136	10 B-3	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	52.8	68.1	2.80
I 00137	12 B-3	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	61.7	88.5	3.80
I 00138	16 B-3	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	99.9	165.0	8.00
I 00139	20 B-3	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	116.1	270.0	11.00
I 00140	24 B-3	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.4	150.2	485.0	21.00
I 00141	28 B-3	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	184.3	571.0	25.00
I 00142	32 B-3	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	184.5	743.0	32.00
I 00143	40 B-3	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60.0	227.0	1100.0	50.10
I 00144	48 B-3	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70.0	287.0	1700.0	77.00

Předběžná vzdálenost os:

Vzdálenost os  $a' = 320\text{ mm}$

Rozteč řetězu  $p = 15,875\text{ mm}$

$$\frac{\text{vzdálenost os}}{p} = \frac{320}{15,875} = 20,15 \Rightarrow \text{předběžná vzdálenost os} = 20,15 \text{ t} \quad (6)$$

Průměr roztečné kružnice řetězového kola :

Rozteč řetězu  $p = 15,875 \text{ mm}$

Počet zubů hnacího kola  $z_1 = 10$

Počet zubů hnaného kola  $z_2 = 15$

$$D_{r1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{10}} = \underline{\underline{51,37 \text{ mm}}} \quad (7)$$

$$D_{r2} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{15}} = \underline{\underline{76,36 \text{ mm}}} \quad (8)$$

Diagramový výkon zkorigovaný  $P_D$ :

Činitel vzdálenosti os  $\zeta = 0,85$  viz. tab.6

Diagramový výkon  $P_D = 4\,565,53 \text{ W}$

$$P_D' = \frac{P_D}{\zeta} = \frac{4565,53}{0,85} = 5371,21 \text{ W} = \underline{\underline{5,3 \text{ kW}}} \quad (9)$$

**3.4. Pevnostní kontrola řetězu**Účinek odstředivé síly  $F_c$ :

Hmotnost 1 metru řetězu  $m = 2,8 \text{ kg}$

Rychlost posuvu  $v = 0 - 20 = 10 \text{ m/min} = 0,166 \text{ m/s}$

$$F_c = m \cdot v^2 = 2,8 \cdot 0,166^2 = \underline{\underline{0,077 \text{ N}}} \quad (10)$$

Kontrolní tlak v kloubu řetězu  $p_p$ :

Plocha kloubu  $S = 202 \text{ mm}^2$

Přítlak do vrtu  $F_t = 7\,500 \text{ N}$

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{7500}{202} = \underline{\underline{37,12 \text{ MPa}}} \quad (11)$$

Dovolený tlak v kloubu řetězu  $p_d$ :

Směrný tlak v kloubu řetězu  $p = 27,96 \text{ MPa}$  viz. tab.7

Činitel tření  $\lambda = 0,58$  viz. tab.8

$$p_d = p \cdot \lambda = 27,96 \cdot 0,58 = \underline{\underline{16,21 \text{ MPa}}} \quad (12)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení  $k_s$ :

Zatížení při přetržení  $F_{pt} = 68\,100 \text{ N}$

Přítlak do vrtu  $F_t = 7\,500 \text{ N}$

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} = \frac{68100}{7500} = \underline{\underline{9,08}} \geq 7 \quad \text{VYHOVUJE} \quad (13)$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení  $k_d$ :

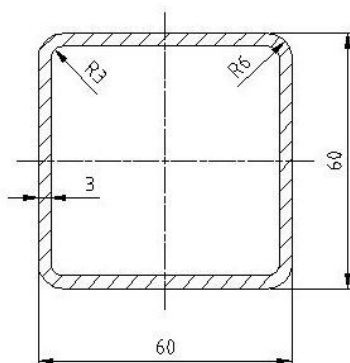
Zatížení při přetržení  $F_{pt} = 68\,100 \text{ N}$

Přítlak do vrtu  $F_t = 7\,500 \text{ N}$

Činitel rázu  $Y = 1,5$  viz. tab.3

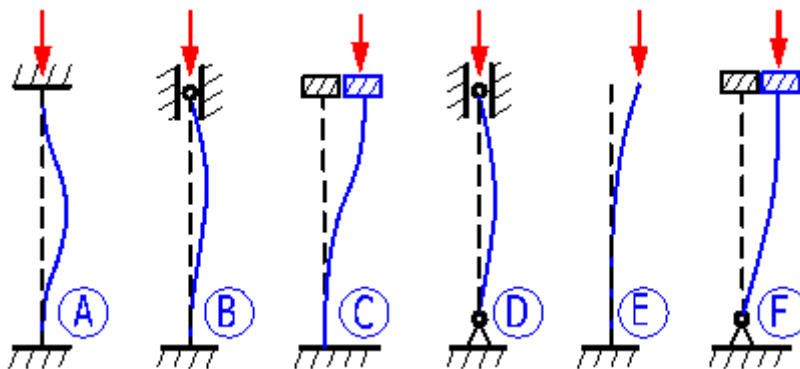
$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_t \cdot Y} = \frac{68100}{7500 \cdot 1,5} = \underline{\underline{6,05}} \geq 5 \quad \text{VYHOVUJE} \quad (14)$$

## 4. PEVNOSTNÍ VÝPOČET ZVOLENÉHO RÁMU



Obr. 4.1 – Zvolený rám - TR4HR 60x60x3 – 1500 ČSN 42 6935.1 – 11 320.0

### 4.1. Výpočet vzpěrnosti z Eulerova vztahu



Obr. 4.2 – Způsoby uložení přímých prutů

Označení	Uložení prutu	Koef.(teoret)	Koef.(prakt)
D	Podpora - Podpora	1.00	1.00

Kritická síla :

Modul pružnosti v tahu  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Kvadratický moment průřezu  $I_{\min} = 343\,120 \text{ mm}^4$

Redukovaná délka prutu  $l = 1\,500 \text{ mm}$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{l^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 343120}{1500^2} = 100557 \text{ N} = \underline{\underline{100,5 \text{ kN}}} \quad (15)$$

Napětí na mezi vzpěrné pevnosti (kritické napětí):

Kritická síla  $F_{kr} = 100\,557\text{ N}$

Plocha profilu  $A = 649,5\text{ mm}^2$

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} < \sigma_u$$

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} = \frac{100557}{649,5} = \underline{\underline{154,8\text{ MPa}}} \quad (16)$$

**4.2. Pevnostní kontrola od přítláčné síly**

Kritická síla  $F_{kr} = 100\,557\text{ N}$

Přítláčná síla  $F_t = 7\,500\text{ N}$

$$k = \frac{F_{kr}}{F_t} = \frac{100557}{7500} = \underline{\underline{13,4}} \quad \text{VYHOVUJE} \quad (17)$$

**4.3. Pevnostní kontrola od síly rozepření hydrauliky**Síla rozepření od hydrauliky :

Maximální provozní tlak  $p_{\max} = 20\text{ MPa}$

Průměr hydraulického válce  $d_v = 25\text{ mm}$

$$F_H = p_{\max} \cdot A = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = 20 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = \underline{\underline{9812,5\text{ N}}} \quad (18)$$

Kritická síla  $F_{kr} = 100\,557\text{ N}$

Síla rozepření od hydrauliky  $F_H = 9812,5\text{ N}$

$$k = \frac{F_{kr}}{F_H} = \frac{100557}{9812,5} = \underline{\underline{10,24}} \quad \text{VYHOVUJE} \quad (19)$$

#### **4.4. Výpočet dovolené bezpečnosti**

Ohybový moment od přitlačné síly :

Přítlačná síla  $F_t = 7\,500\text{ N}$

Vzdálenost k ose rámu  $a = 47,4\text{ mm}$

$$M_o = F_t \cdot a = 355500\text{ Nmm} = \underline{\underline{355,5\text{ Nm}}} \quad (20)$$

Průřezový modul v ohybu :

$$W_{O_{4HR60 \times 3}} = \frac{b \cdot h^3 - b' \cdot h'^3}{6 \cdot h} = \frac{60 \cdot 60^3 - 54 \cdot 54^3}{6 \cdot 60} = \underline{\underline{12380\text{ mm}^3}} \quad (21)$$

Napětí v ohybu :

Ohybový moment  $M_o = 355\,500\text{ Nmm}$

Průřezový modul v ohybu  $W_o = 12\,380\text{ mm}^3$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{355500}{12380} = \underline{\underline{29\text{ MPa}}} \quad (22)$$

Napětí od hydrauliky :

Síla rozeprání od hydrauliky  $F_H = 9812,5 \text{ N}$

Plocha profilu  $A = 649,5 \text{ mm}^2$

$$\sigma_H = \frac{F_H}{A} = \frac{9812,5}{649,5} = \underline{\underline{15,1 \text{ MPa}}} \quad (23)$$

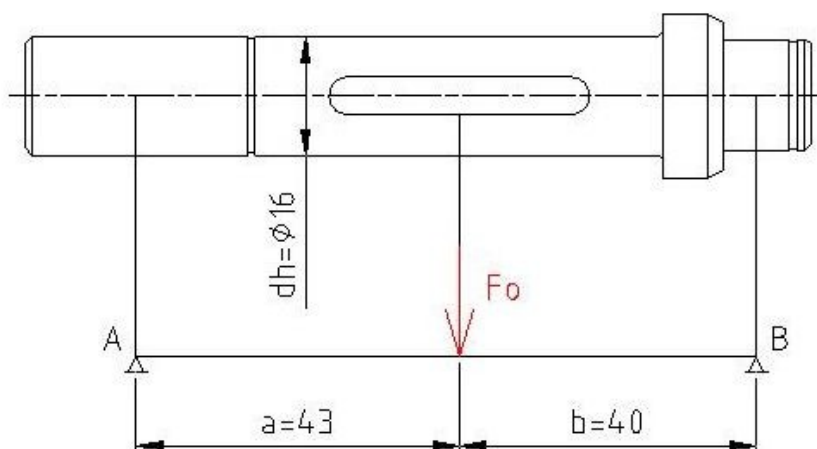
Dovolená bezpečnost :

Napětí od hydrauliky  $\sigma_H = 15,1 \text{ MPa}$

Kritické napětí  $\sigma_{kr} = 154,8 \text{ MPa}$

Ohybové napětí  $\sigma_O = 29 \text{ MPa}$

$$k = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_H + \sigma_O} = \frac{154,8}{15,1 + 29} = \underline{\underline{3,51 \text{ MPa}}} \quad \text{Rám VYHOVUJE} \quad (24)$$

5. PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE A NÁVRH PERA

Obr. 5.1 – Náčrt hřídele

## **5.1. Kontrola hřídele na krut**

Materiál hřídele 11 600

$\tau_{dk} = 105$  až  $145$  MPa

Průřezový modul v krutu :

Průměr hřídele  $d_h = 16$  mm

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_h^3}{16} = \frac{\pi \cdot 16^3}{16} = \underline{\underline{803,84 \text{ mm}^3}} \quad (25)$$

Výpočet kroutícího momentu na hřídeli:

Přítlačná síla  $F_t = 7\,500$  N

Průměr hřídele  $d_h = 16$  mm

$$F_t = \frac{2 \cdot M_K}{d} \rightarrow M_{Kh} = \frac{F_t \cdot d_h}{2} = \frac{7500 \cdot 16}{2} = \underline{\underline{22500 \text{ Nmm}}} \quad (26)$$

Výpočet na krut :

$$\tau_K = \frac{M_{Kh}}{W_K} \leq \tau_{DK} \quad (27)$$
$$\tau_K = \frac{22500}{803,84} = \underline{\underline{28 \text{ MPa}}} \leq 120 \text{ MPa}$$



## **5.2. Kontrola hřídele na ohyb**

Výpočet obvodové síly :

Průměr roztečné kružnice  $d_p = 51,37 \text{ mm}$   
 Kroutící moment na hřídeli  $M_{Kh} = 22\,500 \text{ Nmm}$

$$F_O = \frac{2 \cdot M_{Kh}}{d_p} = \frac{2 \cdot 22\,500}{51,37} = \underline{\underline{876 \text{ N}}} \quad (28)$$

Výpočet reakce :

$$M_{i_B} = 0$$

$$F_{RA} \cdot (a + b) - F_O \cdot b = 0$$

$$F_{RA} = \frac{F_O \cdot b}{a + b} = \frac{876 \cdot 40}{43 + 40} = \underline{\underline{422 \text{ N}}} \quad (29)$$

Výpočet ohybového momentu :

$$M_O = F_{RA} \cdot a = 422 \cdot 43 = \underline{\underline{18\,146 \text{ Nmm}}} \quad (30)$$

Výpočet na ohyb :

Ohybový moment  $M_o = 18\,146 \text{ Nmm}$

Průměr hřídele  $d_h = 16 \text{ mm}$

$$\sigma_O = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{0,1 \cdot d^3} = \frac{18\,146}{0,1 \cdot 16^3} = \underline{\underline{44,3 \text{ MPa}}} \quad (31)$$

Výpočet redukovaného napětí podle HMM :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{44,3^2 + 3 \cdot 28^2} = \underline{\underline{65,68 \text{ MPa}}} \quad (32)$$

Bezpečnost na mezi kluzu :

Materiál hřídele 11 600

$R_e = 295$  až  $320$  MPa

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{310}{65,68} = 4,7 > 3 \quad \text{Hřídel VYHOVUJE} \quad (33)$$

### **5.3. Návrh pera**

pro  $d = 16$  mm volím pera těsné  $b \times h = 5 \times 5$

délka pera  $l = 12$  až  $56$  mm  $\rightarrow$  volím  $l = 35$

$t = 2,9$  mm,  $t_1 = 2,1$  mm

Materiál pera 11 600

$\tau_{ds} = 65$  až  $105$  MPa

$p_d = 110$  až  $165$  MPa

Kontrola na střih:

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot l} = \frac{7500}{5 \cdot 35} = 42,8 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \quad (34)$$

Kontrola otláčení:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{t_1 \cdot l} = \frac{7500}{2,1 \cdot 35} = 102 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa} \quad (35)$$

Pero  $5 \times 5 \times 35$  VYHOVUJE

## 6. ZÁVĚR

Rozdíl mezi dnešními a staršími vrtací a svorníkovací stroji jsou především co se týče materiálu a výkonnosti mnohem kvalitnější. Dnešní vrtací troje jsou mnohem lehčí a nezabírají tolik místa oproti starším, které byly i mnohem mohutnější. Dnešní vrtací stroje zlepšují mnohem lépe vrtací prostor a mají kvalitnější převody. Mají také větší výkonnost, protože mají lepší úsporu vzduchu, který uniká ze stroje. Starší vrtací stroje museli vzduch dohánět kompresorem pro větší výkony.

Cílem mé bakalářské práce byl navrhnout vrtací a svorníkovací soupravy, zejména návrh upnutí řetězu a pohonu.

Řešení, které nabízím je, že na rozvodu na vtačce, kde je řetěz upoután na obou koncích na pevno a na jedné straně je napínán. Nahrazuji řetězovým převod s hnací kladkou dle vrtačky s pomyslným kolem o osové vzdálenosti  $a' = 320\text{mm}$ .

Vrtací a svorníkovací souprava je vzduchem poháněcí zařízení a skládá se ze šesti hlavních částí : podpěra, rám vrtačky, rozpěrný válec, vřeteno, pojezd vrtačky a pohon pojezdu saní.

Tlaková kapalina je přiváděna do ovládacího a kontrolního panelu a rozdělována do rotačního hydromotoru MR-125-CB/4, určeného pro vlastní vrtání, dále do rotačního hydromotoru MM-50-S-F-C, určeného k posuvu vrtací jednotky do vrtu a do přímočarého hydromotoru, zajišťujícího stabilitu a rozeprání vrtací soupravy.

Výpočtový tlak v kloubu řetězu  $p_p = 37,12\text{MPa}$  se neshoduje s dovoleným tlakem v kloubu řetězu  $p_d = 15,01\text{MPa}$ . Důvodem je zvolena rychlost  $v = 0 - 20 = 10\text{ m/min}$ . Tato rychlost je příliš velká a tudíž i vypočtený tlak je příliš velký. Pokud zvolíme menší rychlost tak tlaky budou v pořádku.

## 7. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

Josef Jurman: *Vrtací a nakládací stroje*. - 1. vyd.. - Ostrava : Vysoká škola báňská, 1984. 296 s.

JEŘÁBEK, Karel , et al. *Stroje pro zemní práce a silniční stroje*. Vysoká škola báňská : [s.n.], 1995. 457 s.

František Boháček a kolektiv.: *Části a mechanismy strojů. I, Zásady konstruování spoje* - Vyd. 2., dopl.. - Brno : Vysoké učení technické, 1984. 319 s.

LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. ALBRA : [s.n.], 2003. 866 s.

ČSN 01 4686 – *Norma pro pevnostní výpočet čelních a ozubených kol*. 1989

ČSN 01 4811 – *Řetězová kola pro válečkové a pouzdrové řetězy. Výpočet*

JEŘÁBEK, K. [I]Metodika navrhování strojů[I]. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.

## 8. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – TABULKA SOUČINITELU PRO ŘETĚZOVÉ PŘEVODY

## 9. SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

- VS-A1-01 – VRTAČKA SVORNÍKOVACÍ (Sestava)
- VS-A3-02 – KRYT 1 (Výrobní výkres)
- VS-A4-03 – RÁM (Výrobní výkres)
- VS-A4-04 – LEVÝ ÚHELNÍK (Výrobní výkres)
- VS-A4-05 – PRAVÝ ÚHELNÍK (Výrobní výkres)
- VS-A4-06 – PŘÍTLAČNÁ DESKA (Výrobní výkres)
- VS-A4-07 – PŘÍRUBA 1 (Výrobní výkres)
- VS-A4-08 – PŘÍRUBA 2 (Výrobní výkres)
- VS-A4-09 – LEVÁ PŘÍRUBA (Výrobní výkres)
- VS-A3-10 – PRAVÁ PŘÍRUBA (Sestava)
- VS-A3-11 – PROFIL K24 (Výrobní výkres)
- VS-A3-12 – PODPĚRA (Sestava)
- VS-A4-13 – DESKA 1 (Výrobní výkres)
- VS-A4-14 – DESKA 2 (Výrobní výkres)
- VS-A4-15 – ČEP (Výrobní výkres)
- VS-A4-16 – LEVÁ BOČNICE (Výrobní výkres)
- VS-A4-17 – PRAVÁ BOČNICE (Výrobní výkres)
- VS-A4-18 – PLOCHÁČ 1 (Výrobní výkres)
- VS-A4-19 – PLOCHÁČ 2 (Výrobní výkres)
- VS-A4-20 – PLOCHÁČ 3 (Výrobní výkres)
- VS-A4-21 – ÚPRAVA HNACÍHO KOLA (Výrobní výkres)
- VS-A4-22 – HŘÍDEL (Výrobní výkres)
- VS-A4-23 – VÍKO (Výrobní výkres)

VS-A4-24 – KRYT 2 (Výrobní výkres)

VS-A4-25 – POJEZD VRTAČKY (Sestava)

VS-A4-26 – ULOŽENÍ HRÍDELE (Sestava)

VS-A4-27 – UPEVNĚNÍ ŘETĚZU (Sestava)

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **Miroslav Fof**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **30 Zemní a stavební stroje**  
Téma: **Vrtací a svorníkovací souprava**  
**Boring and Bolting Rig**

### Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce vypracujte stručnou rešerši dané problematiky. Navrhněte upnutí řetězu a pohon vrtací soupravy pro vrtání vývrtů o průměru 28 až 42 mm rotačním způsobem. Zpracujte výkresovou dokumentaci navrhovaných částí zařízení a návrh podložte příslušnými výpočty. Výkresová dokumentace by měla být v rozsahu 2x A1 (popř. jejich ekvivalent). Práce by měla být v rozsahu min. 30 stran textu. Bližší specifikaci provozních podmínek a parametrů určí zadavatel – fa. Koexpro.

Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.

JERÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty